

(19)



(11)

EP 2 602 430 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
26.04.2017 Patentblatt 2017/17

(51) Int Cl.:
F01D 3/04^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **12193710.6**

(22) Anmeldetag: **21.11.2012**

(54) **Turbine**

Turbine

Turbine

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR

(30) Priorität: **06.12.2011 DE 102011087824**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
12.06.2013 Patentblatt 2013/24

(73) Patentinhaber: **MAN Diesel & Turbo SE**
86153 Augsburg (DE)

(72) Erfinder:
• **Reinhold, Björn**
22455 Hamburg (DE)
• **Schaake, Thomas**
21220 Seevetal (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A1-2009/135802 DE-A1- 3 616 797
US-A- 1 895 003 US-A- 3 614 255

EP 2 602 430 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Turbine gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Eine Turbine der eingangsgenannten Art ist beispielsweise aus US 3,614,255 A bekannt. Bei dieser einen Hochdruckbereich und einen Mitteldruckbereich mit zueinander entgegengesetzten Betriebsfluidströmungen aufweisenden Turbine werden jeweilige von dem Hochdruckbereich und dem Mitteldruckbereich erzeugte Axialschübe in einem Normalbetrieb der Turbine ausgeglichen, indem der Axialschub des Mitteldruckbereichs und ein im Wesentlichen konstanter Axialschub eines Axialschub-Ausgleichskolbens dem Axialschub des Hochdruckbereichs entgegenwirken. Mit dem in einem Temporärbetrieb der Turbine mittels eines Ventils möglichen Sperren der Betriebsfluidzufuhr zum Mitteldruckbereich stellt sich in einer zum Mitteldruckbereich gehörenden Kolbenkammer des Axialschub-Ausgleichskolbens zwangsweise ein sehr geringer Gegendruck ein, so dass der mit dem Axialschub-Ausgleichskolben ausgeübte der Strömungsrichtung des Betriebsfluids durch den Hochdruckbereich entgegengesetzte Axialschub auf den Rotor vergrößert wird.

[0003] In der US-PS 1.823.310 ist eine Turbine, insbesondere eine Dampfturbine, beschrieben, bei der Mittel für eine axiale Verschiebung des Rotors vorgesehen sind, so dass eine größere Spaltbreite zwischen Turbinenschaufeln und Turbinengehäuse während des An- und Abfahrens der Turbine gegeben ist als während der normalen Betriebsbedingungen der Turbine. Hierdurch wird ein Anstreifen oder eine Beschädigung der Turbinenschaufeln verhindert. Die Mittel zur Verschiebung der Laufschaufeln wirken auf ein Drucklager ein. Dieses ist mit dem Rotor so verbunden, dass bei einer axialen Verschiebung des Drucklagers auch der Rotor verschoben wird. Die Mittel umfassen hierbei ein System aus Zahnradern und Zahnstangen, durch welches das Drucklager und damit auch der Rotor axial verschoben wird.

[0004] In der US 1 895 003 A wird der Axialschub durch eine Drucksteuerung über einen Axialschub-Ausgleichskolben mittels eines Ventils beeinflusst. Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Turbine gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1 so bereitzustellen, dass der Axialschub eines Axialschub-Ausgleichskolbens in einem Normalbetrieb der Turbine veränderbar ist, Dies wird mit einer Turbine gemäß Anspruch 1 erreicht. Weiterbildungen der Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen definiert.

[0005] Gemäß der Erfindung weist eine Turbine auf: einen Stator und einen drehbar in dem Stator gelagerten Rotor; eine Mehrzahl von Turbinenstufen, die von dem Rotor und dem Stator gebildet entlang einer Längsrichtung der Turbine aufeinanderfolgend angeordnet sind und durch die hindurch sich ein Strömungspfad eines Betriebsfluids zum Drehantreiben des Rotors erstreckt; einen Axialschub-Ausgleichskolben, der an dem Rotor angeordnet ist und der auf einer ersten axialen Kolben-

seite eine erste Kolbenkammer, die über eine erste Fluidleitung mit einer der Turbinenstufen verbunden ist, so dass das Betriebsfluid mit einem ersten Fluidruck aus der einen Turbinenstufe in die erste Kolbenkammer überführbar ist, und auf einer der ersten Kolbenseite abgewandten zweiten axialen Kolbenseite eine zweite Kolbenkammer hat, die eingerichtet ist, einen gegenüber dem ersten Fluidruck reduzierten Gegendruck aufzuweisen, so dass mit dem Axialschub-Ausgleichskolben ein in einer Strömungsrichtung des Betriebsfluids durch die Turbinenstufen entgegengesetzter Axialschub auf den Rotor ausübbar ist; und eine Drucksteuervorrichtung, die mit der zweiten Kolbenkammer des Axialschub-Ausgleichskolbens verbunden ist und die eingerichtet ist, den Gegendruck zu verändern, Die erfindungsgemäße Turbine zeichnet sich dadurch aus, dass die Drucksteuervorrichtung eingerichtet ist, den Gegendruck durch gesteuertes aus der zweiten Kolbenkammer Abführen von Fluid zu verändern.

[0006] Durch das im Normalbetrieb der Turbine gesteuerte Abführen von Fluid aus der zweiten Kolbenkammer kann der Gegendruck verändert und damit eine Druckdifferenz zwischen erstem Fluidruck und Gegendruck verändert werden. Damit kann wiederum der Axialschub des Axialschub-Ausgleichskolbens im Normalbetrieb der Turbine verändert werden. Gemäß der Erfindung kann der Gegendruck verringert oder vergrößert werden, so dass die Druckdifferenz und damit der Axialschub des Axialschub-Ausgleichskolbens vergrößert oder verringert wird.

[0007] Bevorzugt ist die Turbine als Reaktionsturbine bzw. Überdruckturbine mit hohem bzw. starkem Axialschub in Strömungsrichtung des Betriebsfluids durch die Turbinenstufen hindurch ausgebildet. Außerdem ist bevorzugt das Betriebsfluid von Dampf gebildet, so dass die Turbine als Dampfturbine konfiguriert ist. Ein nicht beschränkendes Beispiel für eine Reaktionsturbine bzw. eine Dampfturbine ist in DE 197 01 020 A1 beschrieben. Ferner ist bevorzugt das aus der zweiten Kolbenkammer abgesaugte Fluid von Betriebsfluid gebildet.

[0008] Gemäß einer Ausführungsform der Erfindung ist die Drucksteuervorrichtung eingerichtet, den Gegendruck durch gesteuertes aus der zweiten Kolbenkammer Absaugen von Fluid zu verändern.

[0009] Durch das via Absaugen aktive Abführen von Fluid aus der zweiten Kolbenkammer ist es möglich, den Gegendruck weit über ein sonst mögliches Maß hinaus stark zu verringern, so dass die Druckdifferenz und damit der Axialschub des Axialschub-Ausgleichskolbens stark vergrößert wird. Damit kann z.B. ein den Rotor axial lagerndes Axiallager kleiner als üblich dimensioniert werden und können dadurch Kosten eingespart werden.

[0010] Bevorzugt ist die Drucksteuervorrichtung als Fluidpumpe ausgebildet und weist eine Saugseite auf, die über eine zweite Fluidleitung mit der zweiten Kolbenkammer verbunden ist. Ferner weist die Drucksteuervorrichtung bevorzugt eine Druckseite auf, die über eine dritte Fluidleitung mit dem Strömungspfad des Betriebsflu-

ids an einer der einen Turbinenstufe im Strömungspfad nachgelagerten weiteren Turbinenstufe der Turbinenstufen verbunden ist, wobei die weitere Turbinenstufe eingerichtet ist, einen gegenüber dem ersten Fluiddruck reduzierten zweiten Fluiddruck von Betriebsfluid aufzuweisen.

[0011] Auf diese Weise wird, wenn das abgesaugte Fluid wie bevorzugt Betriebsfluid ist, dieses abgesaugte Fluid vorteilhaft dem Turbinenprozess wieder zugeführt, so dass der Wirkungsgrad der Turbine erhöht wird.

[0012] Gemäß noch einer weiteren Ausführungsform der Erfindung ist die Drucksteuervorrichtung als Dampfstrahlpumpe ausgebildet und weist eine Treibseite auf, die über eine vierte Fluidleitung mit dem Strömungspfad des Betriebsfluids verbunden ist, so dass der Treibseite das Betriebsfluid zum Antreiben der Dampfstrahlpumpe zuführbar ist.

[0013] Auf diese Weise braucht für den Antrieb der Fluidpumpe kein separates Medium bereitgestellt werden, womit weitere Kosten eingespart werden und die Komplexität der Turbine reduziert wird. In diesem Kontext ist bevorzugt die vierte Fluidleitung mit der ersten Fluidleitung verbunden, so dass der Treibseite das Betriebsfluid aus der ersten Fluidleitung zuführbar ist. Nichtbeschränkende Beispiele für Dampfstrahlpumpen und deren Verwendung in Turbinen sind beispielsweise in CH 88025 A und in DE 36 16 797 A1 beschrieben.

[0014] Gemäß noch einer Ausführungsform der Erfindung ist in der vierten Fluidleitung ein Stellventil angeordnet, so dass eine der Treibseite der Drucksteuervorrichtung zuführbare Betriebsfluidmenge veränderbar ist.

[0015] Durch das gesteuerte Verändern der der Treibseite der Drucksteuervorrichtung im Normalbetrieb der Turbine zugeführten Betriebsfluidmenge wird gesteuert die Saugleistung der Dampfstrahlpumpe verändert. Damit wird wiederum auf einfache und robuste Weise gesteuert die Druckdifferenz zwischen erstem Fluiddruck und Gegendruck und damit der Axialschub des Axialschub-Ausgleichskolbens verändert.

[0016] Gemäß einer weiteren Ausführungsform der Erfindung ist die Drucksteuervorrichtung durch Wahl geeigneter Treibdampfparameter und Durchmesser so ausgelegt, dass eine aus der zweiten Kolbenkammer abgeführte Fluidmenge etwa das Doppelte der der Treibseite der Drucksteuervorrichtung zugeführten Betriebsfluidmenge beträgt. Mit anderen Worten beträgt im Umkehrschluss bevorzugt eine Treibdampfmenge etwa die Hälfte der realisierten Saugdampfmenge. Durch diese Auslegung der Dampfstrahlpumpe kann über die der Treibseite der Drucksteuervorrichtung zugeführte Betriebsfluidmenge bzw. Treibdampfmenge der Gegendruck auf der zweiten axialen Kolbenfläche des Axialschub-Ausgleichskolbens halbiert werden.

[0017] Gemäß noch einer weiteren Ausführungsform der Erfindung weist die Turbine eine Regeleinrichtung auf, die wenigstens einen Signaleingang, der mit einer wenigstens einen Zustandsparameter der Turbine erfassenden Sensoreinrichtung verbunden ist, und einen Si-

gnalausgang aufweist, der mit dem Stellventil verbunden ist, wobei die Regeleinrichtung eingerichtet ist, über den Signalausgang einen Öffnungsgrad des Stellventils in Abhängigkeit von dem wenigstens einen Zustandsparameter der Turbine zu regeln.

[0018] Auf diese Weise lässt sich der Axialschub des Axialschub-Ausgleichskolbens in Abhängigkeit von einem oder mehreren Zustandsparametern (wie z.B. Dampfdurchsatz, Drehzahl, Temperatur, Lagerzustand usw.) der Turbine verändern und insbesondere regeln.

[0019] Bevorzugt weist die Sensoreinrichtung einen Temperatursensor zum Erfassen der Temperatur des Axiallagers des Rotors auf, wobei die Regeleinrichtung eingerichtet ist, den Öffnungsgrad des Stellventils in Abhängigkeit von der Temperatur des Axiallagers des Rotors zu regeln.

[0020] Im Fazit ist es gemäß einer Ausführungsform der Erfindung möglich, den Axialschubausgleich bei Reaktionsturbinen weiter zu erhöhen, als es z.B. mit Anschluss des Ausgleichkolbens an ein niedrigstes Druckniveau möglich wäre. Dabei senkt eine Dampfstrahlpumpe den Druck hinter einem Ausgleichskolben unter das Niveau der angeschlossenen Rohrleitung ab.

[0021] Die Erfindung erstreckt sich ausdrücklich auch auf solche Ausführungsformen, welche nicht durch Merkmalskombinationen aus expliziten Rückbezügen der Ansprüche gegeben sind, womit die offenbarten Merkmale der Erfindung - soweit dies technisch sinnvoll ist - beliebig miteinander kombiniert sein können.

[0022] Im Folgenden wird die Erfindung anhand einer bevorzugten Ausführungsform und unter Bezugnahme auf die beigefügten Figuren detaillierter beschrieben.

Fig.1 zeigt eine Ausführungsform einer Turbine mit einem AxialschubAusgleichskolben.

Fig.2 zeigt eine Turbine gemäß einer Ausführungsform der Erfindung.

[0023] Zunächst werden unter Bezugnahme auf Fig.1 Axialschubwirkungen bei einer einen Axialschub-Ausgleichskolben 40' aufweisenden Turbine 1' erläutert. Die Turbine 1' ist

[0024] Die Turbine 1' weist einen Stator 10' (nur schematisch dargestellt) sowie einen drehbar in dem Stator 10' gelagerten Rotor 20', eine Mehrzahl von Turbinenstufen 30.1' bis 30.5' (im Folgenden als Gesamtheit mit 30' bezeichnet) und den Axialschub-Ausgleichskolben 40' auf.

[0025] Die Turbinenstufen 30' sind von dem Rotor 20' und dem Stator 10' gebildet entlang einer Längsrichtung LR' der Turbine 1' aufeinanderfolgend angeordnet, wobei sich durch die Turbinenstufen 30' hindurch ein Strömungspfad eines Betriebsfluids zum Drehantreiben des Rotors 20' erstreckt. Gemäß dieser Ausführungsform ist das Betriebsfluid von Dampf gebildet, so dass die Turbine 1' als Dampfturbine konfiguriert ist. In Fig.1 entspricht eine Strömungsrichtung des Betriebsfluids durch die Tur-

binenstufen 30' hindurch der Längsrichtung LR'.

[0026] Gemäß dieser Ausführungsform ist die Turbine 1' außerdem als Reaktionsturbine bzw. Überdruckturbine mit hohem bzw. starkem Axial Schub in Strömungsrichtung des Betriebsfluids durch die Turbinenstufen 30' hindurch ausgebildet. Dieser durch die Interaktion des Betriebsfluids mit den Turbinenstufen 30' hervorgerufene Axial Schub ist in Fig.1 mit dicken nach rechts weisenden Pfeilen dargestellt.

[0027] Der Axial Schub-Ausgleichskolben 40' ist an dem Rotor 20' angeordnet und weist auf einer ersten axialen Kolbenseite eine erste Kolbenkammer 41' auf, die über eine erste Fluidleitung 51' mit der ersten Turbinenstufe 30.1' der Turbinenstufen 30' fluidverbunden ist, so dass im Betrieb der Turbine 1' das Betriebsfluid mit einem ersten Fluiddruck aus der ersten Turbinenstufe 30.1' in die erste Kolbenkammer 41' überführt wird.

[0028] Der Axial Schub-Ausgleichskolben 40' weist außerdem auf einer der ersten Kolbenseite abgewandten zweiten axialen Kolbenseite eine zweite Kolbenkammer 42' auf, die über eine zweite Fluidleitung 52' mit der der ersten Turbinenstufe 30.1' im Strömungspfad nachgelagerten zweiten Turbinenstufe 30.2' der Turbinenstufen 30' fluidverbunden ist. Die zweite Turbinenstufe 30.2' weist im Betrieb der Turbine 1' einen gegenüber dem ersten Fluiddruck reduzierten zweiten Fluiddruck von Betriebsfluid auf. Damit weist die zweite Kolbenkammer 42' im Betrieb der Turbine 1' einen gegenüber dem ersten Fluiddruck reduzierten Gegendruck (den zweiten Fluiddruck) auf.

[0029] Durch diese Druckverhältnisse übt der Axial Schub-Ausgleichskolben 40' im Betrieb der Turbine 1' einen der Strömungsrichtung (Längsrichtung LR) des Betriebsfluids durch die Turbinenstufen 30' entgegengesetzten Axial Schub (dicke nach links weisende Pfeile in Fig.1) auf den Rotor 20' aus.

[0030] Durch diesen der Strömungsrichtung (Längsrichtung LR) des Betriebsfluids durch die Turbinenstufen 30' entgegengesetzten Axial Schub (dicke nach links weisende Pfeile in Fig.1) wird der durch die Interaktion des Betriebsfluids mit den Turbinenstufen 30' hervorgerufene Axial Schub (dicke nach rechts weisende Pfeile in Fig.1) teilweise kompensiert. Der verbleibende Axial Schub in Längsrichtung LR muss durch ein nicht dargestelltes Axiallager für den Rotor 20' aufgenommen werden. In diesem Zusammenhang ist verständlich, dass umso größer der verbleibende Axial Schub in Längsrichtung LR ist, desto größer bzw. stabiler das Axiallager für den Rotor 20' auszubilden ist.

[0031] Von den Erfindern wurde erkannt, dass durch Absenkung des Druckniveaus in der zweiten Kolbenkammer 42' der Gesamt-Axial Schub bzw. der verbleibende von dem Axiallager aufzunehmende Axial Schub gesenkt werden kann. Dies könnte gemäß der Ausführung von Fig.1 durch Anschließen der zweiten Fluidleitung 52' an ein tieferes Druckniveau in der Turbine 1' erreicht werden.

[0032] Allerdings wurde von den Erfindern auch er-

kannt, dass es vorteilhaft wäre, wenn der Axial Schub des Axial Schub-Ausgleichskolbens in einem Normalbetrieb der Turbine veränderbar wäre, so dass der Axial Schub z.B. an aktuelle Zustandsparameter (wie z.B. Dampfdurchsatz, Drehzahl, Temperatur, Lagerzustand usw.) anpassbar wäre.

[0033] Eine solche Lösung wird nun unter Bezugnahme auf Fig.2 beschrieben, in der eine Turbine 1 gemäß einer Ausführungsform der Erfindung gezeigt ist. In der folgenden Beschreibung von Fig.2 bezeichnen gleiche oder ähnliche Bezugszeichen (ohne Apostroph) gleiche oder ähnliche Komponenten.

[0034] Die in Fig.2 gezeigte Turbine 1 weist einen Stator 10 (nur schematisch dargestellt) sowie einen drehbar in dem Stator 10 gelagerten Rotor 20, eine Mehrzahl von Turbinenstufen 30.1 bis 30.5 (im Folgenden als Gesamtheit mit 30 bezeichnet), einen Axial Schub-Ausgleichskolben 40 und eine Drucksteuervorrichtung 60 auf.

[0035] Die Turbinenstufen 30 sind von dem Rotor 20 und dem Stator 10 gebildet entlang einer Längsrichtung LR der Turbine 1 aufeinanderfolgend angeordnet, wobei sich durch die Turbinenstufen 30 hindurch ein Strömungspfad eines Betriebsfluids zum Drehantrieben des Rotors 20 erstreckt. Gemäß dieser Ausführungsform der Erfindung ist das Betriebsfluid von Dampf gebildet, so dass die Turbine 1 als Dampfturbine konfiguriert ist. In Fig.2 entspricht eine Strömungsrichtung des Betriebsfluids durch die Turbinenstufen 30 hindurch der Längsrichtung LR.

[0036] Gemäß dieser Ausführungsform der Erfindung ist die Turbine 1 außerdem als Reaktionsturbine bzw. Überdruckturbine mit hohem bzw. starkem Axial Schub in Strömungsrichtung des Betriebsfluids durch die Turbinenstufen 30 hindurch (nach rechts in Fig.2) ausgebildet. Dieser durch die Interaktion des Betriebsfluids mit den Turbinenstufen 30 hervorgerufene Axial Schub entspricht dem in Fig.1 mit dicken nach rechts weisenden Pfeilen dargestellten Axial Schub.

[0037] Der Axial Schub-Ausgleichskolben 40 ist an dem Rotor 20 angeordnet und weist auf einer ersten axialen Kolbenseite eine erste Kolbenkammer 41 auf, die über eine erste Fluidleitung 51 mit der ersten Turbinenstufe 30.1 der Turbinenstufen 30 fluidverbunden ist, so dass im Betrieb der Turbine 1 das Betriebsfluid mit einem ersten Fluiddruck aus der ersten Turbinenstufe 30.1 in die erste Kolbenkammer 41 überführt wird.

[0038] Der Axial Schub-Ausgleichskolben 40 weist außerdem auf einer der ersten Kolbenseite abgewandten zweiten axialen Kolbenseite eine zweite Kolbenkammer 42 auf, die im Betrieb der Turbine 1 einen gegenüber dem ersten Fluiddruck reduzierten Gegendruck aufweist.

[0039] Die Drucksteuervorrichtung 60 ist als Fluidpumpe in Form einer Dampfstrahlpumpe ausgebildet und weist eine Saugseite 61 (mit einem Saugdampfanschluss) auf, die über eine zweite Fluidleitung 52 mit der zweiten Kolbenkammer 42 fluidverbunden ist, so dass der Gegendruck in der zweiten Kolbenkammer 42 im Betrieb der Turbine 1 durch gesteuertes aus der zwei-

ten Kolbenkammer 42 Abführen und wie hier insbesondere Absaugen von Betriebsfluid eingestellt und bei Bedarf verändert werden kann.

[0040] Die Drucksteuervorrichtung 60 weist ferner eine Druckseite 62 (mit einem Ausgabedampfanschluss) auf, die über eine dritte Fluidleitung 53 mit dem Strömungspfad des Betriebsfluids an der ersten Turbinenstufe 30.1 im Strömungspfad nachgelagerten zweiten Turbinenstufe 30.2 der Turbinenstufen 30 fluidverbunden ist. Die zweite Turbinenstufe 30.2 weist im Betrieb der Turbine 1 einen gegenüber dem ersten Fluidruck reduzierten zweiten Fluidruck von Betriebsfluid auf.

[0041] Die Drucksteuervorrichtung 60 weist außerdem eine Treibseite 63 (mit einem Treibdampfanschluss) auf, die über eine vierte Fluidleitung 54 mit dem Strömungspfad des Betriebsfluids fluidverbunden ist, so dass der Treibseite 63 das Betriebsfluid zum Antreiben der Drucksteuervorrichtung 60 zuführbar ist. Genauer gesagt ist die vierte Fluidleitung 54 mit der ersten Fluidleitung 51 fluidverbunden, so dass der Treibseite 63 das Betriebsfluid aus der ersten Fluidleitung 51 zuführbar ist.

[0042] Durch die oben beschriebenen Druckverhältnisse (Gegendruck < erster Fluidruck) übt der Axialschub-Ausgleichskolben 40 im Betrieb der Turbine 1 einen der Strömungsrichtung (Längsrichtung LR) des Betriebsfluids durch die Turbinenstufen 30 entgegengesetzten Axialschub (entsprechend den dicken nach links weisenden Pfeilen in Fig.1) nach links auf den Rotor 20 aus.

[0043] Durch diesen der Strömungsrichtung (Längsrichtung LR) des Betriebsfluids durch die Turbinenstufen 30 entgegengesetzten Axialschub nach links wird der durch die Interaktion des Betriebsfluids mit den Turbinenstufen 30 hervorgerufene Axialschub nach rechts in bestimmtem Ausmaß kompensiert. Der verbleibende Axialschub in Längsrichtung LR (nach rechts) muss durch ein nicht dargestelltes Axiallager für den Rotor 20 aufgenommen werden.

[0044] Um den vom Axialschub-Ausgleichskolben 40 bereitgestellten Axialschub nach links zu steuern und insbesondere zu regeln, ist in der vierten Fluidleitung 54 ein Servo-Stellventil 70 angeordnet, so dass eine der Treibseite 63 der Drucksteuervorrichtung 60 zuführbare Betriebsfluidmenge veränderbar ist.

[0045] Durch das gesteuerte Verändern der der Treibseite 63 der Drucksteuervorrichtung 60 im Normalbetrieb der Turbine 1 zugeführten Betriebsfluidmenge wird gesteuert die Saugleistung der Drucksteuervorrichtung 60 (Dampfstrahlpumpe) verändert. Damit wird wiederum auf einfache und robuste Weise gesteuert die Druckdifferenz zwischen erstem Fluidruck und Gegendruck und damit der Axialschub des Axialschub-Ausgleichskolbens 40 nach links verändert.

[0046] Die Drucksteuervorrichtung 60 ist bevorzugt so ausgelegt, dass eine aus der zweiten Kolbenkammer 42 abgeführte Betriebsfluidmenge etwa das Doppelte der der Treibseite 63 der Drucksteuervorrichtung 60 zugeführten Betriebsfluidmenge beträgt. Mit anderen Worten

beträgt im Umkehrschluss bevorzugt eine Treibdampfmenge etwa die Hälfte der realisierten Saugdampfmenge. Durch diese Auslegung der Drucksteuervorrichtung 60 kann über die der Treibseite 63 der Drucksteuervorrichtung 60 zugeführte Betriebsfluidmenge bzw. Treibdampfmenge der Gegendruck auf der zweiten axialen Kolbenseite des Axialschub-Ausgleichskolbens 40 halbiert werden.

[0047] Die Turbine 1 weist außerdem eine Regeleinrichtung 80 auf, die wenigstens einen Signaleingang 81, der mit einer wenigstens einen Zustandsparameter der Turbine 1 erfassenden Sensoreinrichtung 90 signalverbunden ist, und einen bidirektionalen Signalausgang 82 hat, der mit dem Servo-Stellventil 70 signalverbunden ist und der über die bidirektionale Verbindung eine Stellposition des Servo-Stellventils 70 erfassen kann.

[0048] Die Regeleinrichtung 80 ist eingerichtet, über den Signalausgang 82 einen Öffnungsgrad des Servo-Stellventils 70 in Abhängigkeit von dem wenigstens einen Zustandsparameter der Turbine 1 zu regeln.

[0049] Auf diese Weise lässt sich der Axialschub des Axialschub-Ausgleichskolbens 40 in Abhängigkeit von einem oder mehreren Zustandsparametern (wie z.B. Dampfdurchsatz, Drehzahl, Temperatur, Lagerzustand usw.) der Turbine 1 verändern und insbesondere regeln.

[0050] Gemäß der in Fig.2 gezeigten Ausführungsform der Erfindung weist die Sensoreinrichtung 90 einen Temperatursensor 91 zum Erfassen der Temperatur des Axiallagers des Rotors 20 auf, wobei die Regeleinrichtung 80 eingerichtet ist, den Öffnungsgrad des Servo-Stellventils 70 in Abhängigkeit von der Temperatur des Axiallagers des Rotors 20 zu regeln.

[0051] Im Fazit ist es gemäß der Erfindung möglich, den Axialschubausgleich bei Turbinen wie insbesondere Reaktionsturbinen weiter zu erhöhen, als es z.B. mit Anschluss des Axialschub-Ausgleichskolbens 40 an ein niedrigstes Druckniveau möglich wäre. Dabei senkt eine Drucksteuervorrichtung wie bevorzugt eine Dampfstrahlpumpe den Druck hinter dem Axialschub-Ausgleichskolben 40 durch geregeltes Abführen von Fluid unter das Niveau der angeschlossenen Fluidleitung ab.

Bezugszeichenliste

[0052]

1; 1'	Turbine
10; 10'	Stator
20; 20'	Rotor
30; 30'	Turbinenstufen (Gesamtheit)
30.1-30.5	Turbinenstufen (einzeln)
30.1'-30.5'	Turbinenstufen (einzeln)
40; 40'	Axialschub-Ausgleichskolben
41; 41'	erste Kolbenkammer
42; 42'	zweite Kolbenkammer
51; 51'	erste Fluidleitung
52; 52'	zweite Fluidleitung
53	dritte Fluidleitung

54 vierte Fluidleitung
 60 Drucksteuervorrichtung
 61 Saugseite
 62 Druckseite
 63 Treibseite
 70 (Servo-) Stellventil
 80 Regeleinrichtung
 81 Signaleingang
 82 Signalausgang
 90 Sensoreinrichtung
 91 Temperatursensor
 LR; LR' Längsrichtung

Patentansprüche

1. Turbine (1) mit:

einem Stator (10) und einem drehbar in dem Stator (10) gelagerten Rotor (20), einer Mehrzahl von Turbinenstufen (30), die von dem Rotor (20) und dem Stator (10) gebildet entlang einer Längsrichtung (LR) der Turbine (1) aufeinanderfolgend angeordnet sind und durch die hindurch sich ein Strömungspfad eines Betriebsfluids zum Drehantreiben des Rotors (20) erstreckt, einem Axialschub-Ausgleichskolben (40), der an dem Rotor (20) angeordnet ist und der auf einer ersten axialen Kolbenseite eine erste Kolbenkammer (41), die über eine erste Fluidleitung (51) mit einer der Turbinenstufen (30.1) verbunden ist, so dass das Betriebsfluid mit einem ersten Fluiddruck aus der einen Turbinenstufe (30.1) in die erste Kolbenkammer (41) überführbar ist, und auf einer der ersten Kolbenseite abgewandten zweiten axialen Kolbenseite eine zweite Kolbenkammer (42) hat, die eingerichtet ist, einen gegenüber dem ersten Fluiddruck reduzierten Gegendruck aufzuweisen, so dass mit dem Axialschub-Ausgleichskolben (40) ein einer Strömungsrichtung des Betriebsfluids durch die Turbinenstufen (30) entgegengesetzter Axialschub auf den Rotor (20) ausübbar ist, und einer Drucksteuervorrichtung (60), die mit der zweiten Kolbenkammer (42) des Axialschub-Ausgleichskolbens (40) verbunden ist und die eingerichtet ist, den Gegendruck zu verändern, wobei die Drucksteuervorrichtung (60) eingerichtet ist, den Gegendruck durch gesteuertes Abführen von Fluid aus der zweiten Kolbenkammer (42) zu verändern,

dadurch gekennzeichnet, dass

die Drucksteuervorrichtung (60) als Fluidpumpe ausgebildet ist und eine Saugseite (61) aufweist, die über eine zweite Fluidleitung (52) mit der zweiten

Kolbenkammer (42) verbunden ist.

2. Turbine (1) gemäß Anspruch 1, wobei die Drucksteuervorrichtung (60) eine Druckseite (62) aufweist, die über eine dritte Fluidleitung (53) mit dem Strömungspfad des Betriebsfluids an einer der einen Turbinenstufe (30.1) im Strömungspfad nachgelagerten weiteren Turbinenstufe (30.2) der Turbinenstufen (30) verbunden ist, wobei die weitere Turbinenstufe (30.2) eingerichtet ist, einen gegenüber dem ersten Fluiddruck reduzierten zweiten Fluiddruck von Betriebsfluid aufzuweisen.

3. Turbine (1) gemäß Anspruch 2, wobei die Drucksteuervorrichtung (30) als Dampfstrahlpumpe ausgebildet ist und eine Treibseite (63) aufweist, die über eine vierte Fluidleitung (54) mit dem Strömungspfad des Betriebsfluids verbunden ist, so dass der Treibseite (63) das Betriebsfluid zum Antreiben der Dampfstrahlpumpe zuführbar ist.

4. Turbine (1) gemäß Anspruch 3, wobei die vierte Fluidleitung (54) mit der ersten Fluidleitung (51) verbunden ist, so dass der Treibseite (63) das Betriebsfluid aus der ersten Fluidleitung (51) zuführbar ist.

5. Turbine (1) gemäß Anspruch 3 oder 4, wobei in der vierten Fluidleitung (54) ein Stellventil (70) angeordnet ist, so dass eine der Treibseite (63) der Drucksteuervorrichtung (60) zuführbare Betriebsfluidmenge veränderbar ist.

6. Turbine (1) gemäß Anspruch 5, wobei die Drucksteuervorrichtung (60) so ausgelegt ist, dass eine aus der zweiten Kolbenkammer (42) abgeführte Fluidmenge etwa das Doppelte der der Treibseite (63) der Drucksteuervorrichtung (60) zugeführten Betriebsfluidmenge beträgt.

7. Turbine (1) gemäß Anspruch 5 oder 6, mit einer Regeleinrichtung (80), die wenigstens einen Signaleingang (81), der mit einer wenigstens einen Zustandsparameter der Turbine (1) erfassenden Sensoreinrichtung (90) verbunden ist, und einen Signalausgang (82) aufweist, der mit dem Stellventil (70) verbunden ist, wobei die Regeleinrichtung (80) eingerichtet ist, über den Signalausgang (82) einen Öffnungsgrad des Stellventils (70) in Abhängigkeit von dem wenigstens einen Zustandsparameter der Turbine (1) zu regeln.

8. Turbine (1) gemäß Anspruch 7, wobei die Sensoreinrichtung (90) einen Temperatursensor (91) zum Erfassen der Temperatur eines Axiallagers des Rotors (20) aufweist, und wobei die Regeleinrichtung (80) eingerichtet ist, den Öffnungsgrad des Stellventils (70) in Abhängigkeit von der Temperatur des Axiallagers des Rotors (20) zu regeln.

Claims**1.** A turbine (1) with:

a stator (10) and a rotor (20) which is rotatably mounted in the stator (10),
 a plurality of turbine stages (30), which, formed by the rotor (20) and the stator (10), are successively arranged along a longitudinal direction (LR) of the turbine (1) and through which a flow path of an operating fluid for rotationally driving the rotor (20) extends,
 an axial thrust compensation piston (40), which is arranged on the rotor (20) and which on a first axial piston side has a first piston chamber (41), which via a first fluid line (51) is connected to one of the turbine stages (30.1), so that the operating fluid can be transferred with a first fluid pressure out of the one turbine stage (30.1) into the first piston chamber (41), and on a second axial piston side facing away from the first piston side has a second piston chamber (42) which is equipped to have a counter-pressure that is reduced relative to the first fluid pressure, so that with the axial thrust compensation piston (40) an axial thrust that is opposite to a flow direction of the operating fluid through the turbine stages (30) can be exerted on the rotor (20) and a pressure control device (60), which is connected to the second piston chamber (42) of the axial thrust compensation piston (40) and which is equipped in order to change the counter-pressure, wherein the pressure control device (60) is equipped to change the counter-pressure through controlled discharging of fluid from the second piston chamber (42),

characterized in that

the pressure control device (60) is designed as fluid pump and comprises a suction side (61), which via a second fluid line (52) is connected to the second piston chamber (42).

- 2.** The turbine (1) according to claim 1, wherein the pressure control device (60) comprises a pressure side (62), which via a third fluid line (53) is connected to the flow path of the operating fluid on a further turbine stage (30.2) of the turbine stages (30) which is located downstream of the one turbine stage (30.1) in the flow path, wherein the further turbine stage (30.2) is equipped to have a second fluid pressure of operating fluid that is reduced compared with the first fluid pressure.
- 3.** The turbine according to claim 2, wherein the pressure control device (30) is designed as a steam jet pump and has a driving side (63), which via a fourth fluid line (54) is connected to the flow path of the

operating fluid so that the driving side (63) can be supplied with the operating fluid for driving the steam jet pump.

- 4.** The turbine (1) according to claim 3, wherein the fourth fluid line (54) is connected to the first fluid line (51) so that the driving side (63) can be supplied with the operating fluid from the first fluid line (51).
- 5.** The turbine (1) according to claim 3 or 4, wherein in the fourth fluid line (54) a control valve (70) is arranged, so that an operating fluid quantity that can be supplied to the driving side (63) of the pressure control device (60) can be varied.
- 6.** The turbine (1) according to claim 5, wherein the pressure control device (60) is designed so that a fluid quantity discharged from the second piston chamber (42) amounts to approximately double the operating fluid quantity supplied to the driving side (63) of the pressure control device (60).
- 7.** The turbine (1) according to claim 5 or 6, with a closed-loop control device (80), which comprises at least one signal input (81), which is connected to a sensor device (90) detecting at least one state parameter of the turbine (1), and a signal output (82), which is connected to the control valve (70), wherein the closed-loop control device (80) is equipped for controlling, via the signal output (82), a degree of opening of the control valve (70) as a function of the at least one state parameter of the turbine (1).
- 8.** The turbine (1) according to claim 7, wherein the sensor device (90) comprises a temperature sensor (91) for detecting the temperature of an axial bearing of the rotor (20), and wherein the closed-loop control device (80) is equipped to control the degree of opening of the control valve (70) as a function of the temperature of the axial bearing of the rotor (20).

Revendications**1.** Turbine (1) comportant :

un stator (10) et un rotor (20) positionné rotativement dans le stator (10),
 une pluralité d'étages de turbine (30), qui sont disposés en se succédant à partir du rotor (20) et du stator (10) le long d'une direction longitudinale (LR) de la turbine (1) et à travers lesquels s'étend un trajet d'écoulement d'un fluide de fonctionnement pour l'entraînement rotatif du rotor (20),
 un piston d'équilibrage de poussée axiale (40), qui est disposé sur le rotor (20) et qui possède sur un premier côté de piston axial une première

chambre de piston (41), qui est reliée par l'intermédiaire d'une première conduite de fluide (51) avec un des étages de turbine (30.1), de sorte que le fluide de fonctionnement puisse passer avec une première pression de fluide d'un des premiers étages de turbine (30.1) à la première chambre de piston (41), et possède sur un deuxième côté de piston axial se détournant du premier côté de piston une deuxième chambre de piston (42), qui est conçu afin de présenter une contre-pression réduite par rapport à la première pression de fluide, de sorte que avec le piston d'équilibrage de poussée axiale (40) une poussée axiale opposée à une direction d'écoulement du fluide de fonctionnement à travers les étages de turbine (30) puisse être exercée sur le rotor (20), et un dispositif de commande de pression (60), qui est relié avec la deuxième chambre de piston (42) du piston d'équilibrage de poussée axiale (40) et qui est conçu afin de modifier la contre-pression, dans laquelle le dispositif de commande de pression (60) est conçue afin de modifier la contre-pression en évacuant de manière commandée le fluide hors de la deuxième chambre de piston (42),

caractérisée en ce que

le dispositif de commande de pression (60) est conçu comme une pompe de fluide et présente un côté d'aspiration (61), qui est relié par l'intermédiaire d'une deuxième conduite de fluide (52) avec la deuxième chambre de piston (42).

2. Turbine (1) selon la revendication 1, dans laquelle le dispositif de commande de pression (60) présente un côté de pression (62), qui est relié par l'intermédiaire d'une troisième conduite de fluide (53) avec le trajet d'écoulement du fluide de fonctionnement sur un étage supplémentaire (30.2) des étages de turbine (30) positionné après un étage de turbine (30.1) dans le trajet d'écoulement, dans lequel l'étage de turbine supplémentaire (30.2) est conçu afin de présenter une deuxième pression de fluide du fluide de fonctionnement réduite par rapport à la première pression de fluide.
3. Turbine (1) selon la revendication 2, dans laquelle le dispositif de commande de pression (30) est conçu comme une pompe à jet de vapeur et présente un côté d'entraînement (63), qui est relié par l'intermédiaire d'une quatrième conduite de fluide (54) avec le trajet d'écoulement du fluide de fonctionnement, de sorte que le fluide de fonctionnement puisse être alimenté dans le côté d'entraînement (63) pour entraîner la pompe à jet de vapeur.

4. Turbine (1) selon la revendication 3, dans laquelle la quatrième conduite de fluide (54) est reliée avec la quatrième conduite de fluide (51), de sorte que le fluide de fonctionnement provenant de la première conduite de fluide (51) puisse être introduit dans le côté d'entraînement (63).
5. Turbine (1) selon la revendication 3 ou 4, dans laquelle dans la quatrième conduite de fluide (54) une vanne de régulation (70) est disposée, de sorte qu'une quantité de fluide de fonctionnement pouvant être alimentée dans le côté d'entraînement (63) du dispositif de commande de pression (60) puisse être modifiée.
6. Turbine (1) selon la revendication 5, dans laquelle le dispositif de commande de pression (60) est conçu de telle sorte qu'il fasse correspondre la quantité de fluide évacuée de la deuxième chambre de piston (42) à environ le double de la quantité de fluide de fonctionnement alimentée dans le côté d'entraînement (63) du dispositif de commande de pression (60).
7. Turbine (1) selon la revendication 5 ou 6, comportant un dispositif de régulation (80), qui présente au moins une entrée de signal (81), qui est reliée avec un dispositif de capteur (90) détectant au moins un paramètre d'état de la turbine (1), et une sortie de signal (82), qui est reliée avec la vanne de régulation (70), dans laquelle la vanne de régulation est conçue afin réguler par l'intermédiaire de la sortie de signal (82) un degré d'ouverture de la vanne de régulation (70) en fonction d'au moins un paramètre d'état de la turbine (1).
8. Turbine (1) selon la revendication 7, dans laquelle le dispositif de capteur (90) présente un capteur de température (91) pour détecter la température d'un palier axial du rotor (20), et dans laquelle le dispositif de régulation (80) est conçu afin de réguler le degré d'ouverture de la vanne de régulation (70) en fonction de la température du palier axial du rotor (20).

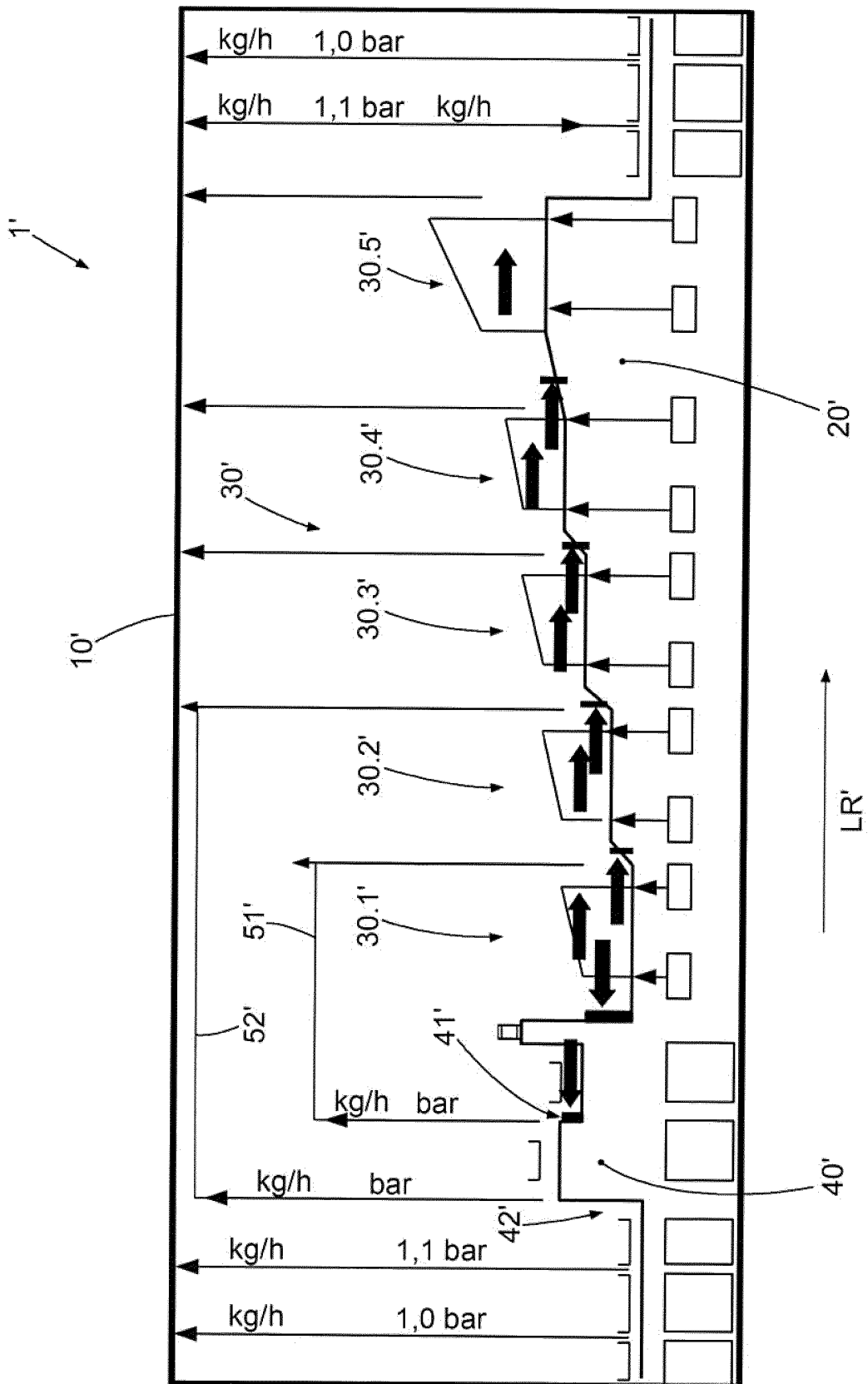


Fig. 1

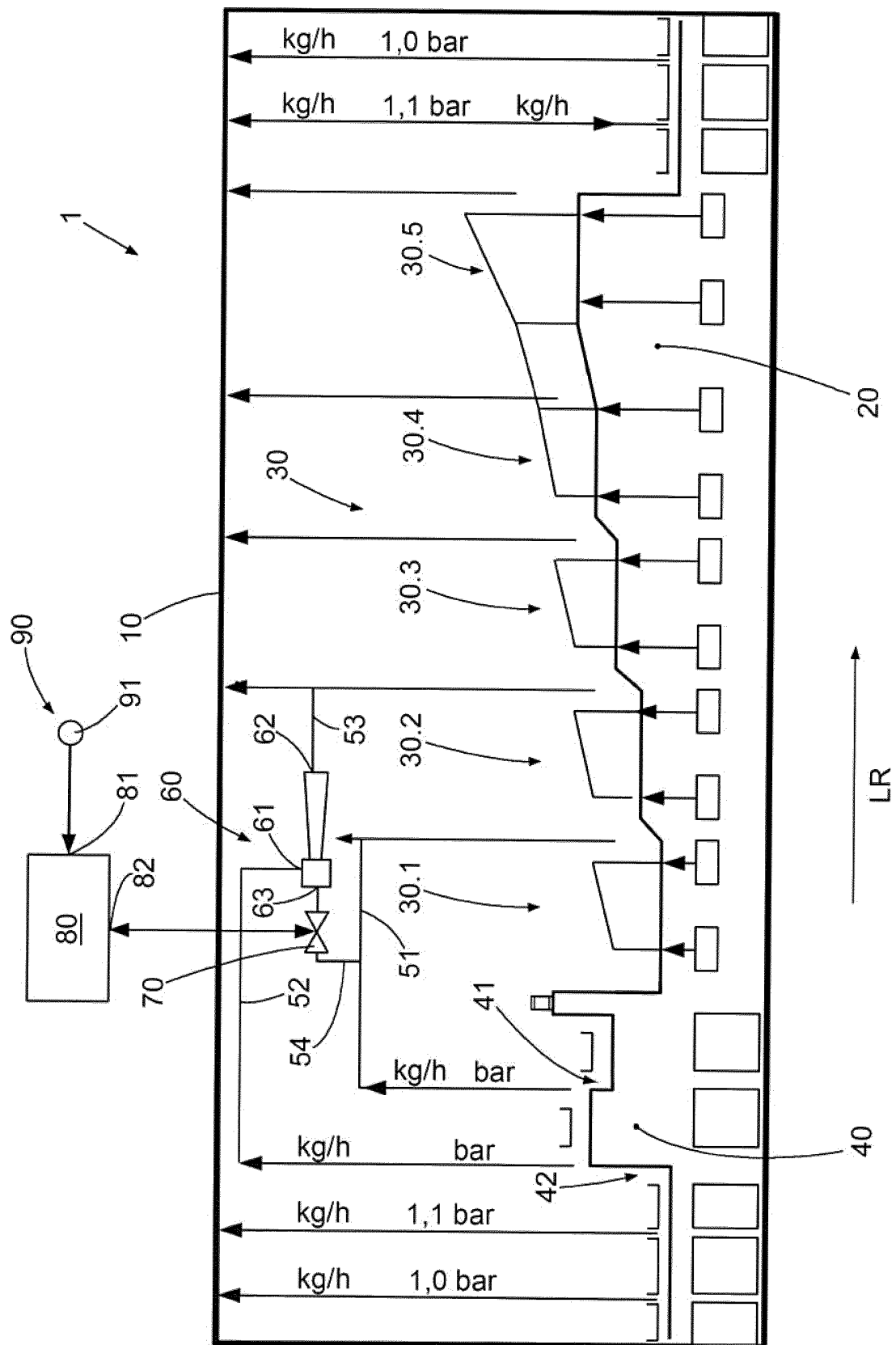


Fig. 2

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- US 3614255 A [0002]
- US PS1823310 A [0003]
- US 1895003 A [0004]
- DE 19701020 A1 [0007]
- CH 88025 A [0013]
- DE 3616797 A1 [0013]